



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

MANIPULÁTOR PRO DÍLENSKÝ PROVOZ

THE MANIPULATOR FOR A WORKSHOP

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Marek Hlupík

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.

BRNO 2021

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Marek Hlupík**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce: **Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.**
Akademický rok: 2020/21

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Manipulátor pro dílenský provoz

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh mobilního manipulátoru pro zdvih a přemístění motorové jednotky. Manipulátorem je možné vjet podvozkem pod automobil, vyjmout motorovou jednotku z automobilu a položit na opravárenský přípravek. Dále je možné poježdění manipulátorem po rovné podlaze dílny. Pohon pojezdu ruční lidskou silou, pohon zdvihu ruční s hydraulicko–mechanickým zdvihem.

Technické parametry:

Nosnost manipulátoru 900 kg.

Rozměrové parametry manipulátoru dle typů opravovaných automobilů.

Cíle bakalářské práce:

Rešeršní rozbor současných mobilních manipulátorů pro manipulaci s motory.

Koncepční návrh manipulátoru.

Rozměrové a funkční výpočty.

Upřesnění konstrukce manipulátoru a návrh komponent.

Pevnostní výpočet vybraných konstrukčních uzlů.

Výkres sestavy manipulátoru.

Podsestava rámu podvozku manipulátoru.

Dílenské výrobní výkresy.

Seznam doporučené literatury:

LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 1. vyd. Úvaly: Albra, 2003. ISBN 8086490742.

BIGOŠ, Peter, Jozef KULKA, Melichar KOPAS a Martin MANTIČ. Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. Vyd. 1. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 9788055311876.

SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš (ed.). Konstruování strojních součástí. 1. vyd. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 9788021426290.

POLÁK, Jaromír, Jiří PAVLISKA a Aleš SLÍVA. Dopravní a manipulační zařízení I. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2001. ISBN 8024800438.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem mobilního manipulátoru pro zdvih a přemístění motorové jednotky. V teoretické části práce je provedena rešerše současných mobilních manipulátorů pro manipulaci s motory. Praktická část práce obsahuje koncepční návrh manipulátoru, rozměrové, funkční a pevnostní výpočty pro navržené zařízení a výkresovou dokumentaci.

KLÍČOVÁ SLOVA

Manipulátor, dílenský provoz, motorová jednotka, zvedací zařízení, přímočarý hydromotor

ABSTRACT

This bachelor thesis is focused on the design of a mobile manipulator for lifting and moving a motor unit. In the theoretical part of the work is a research of current mobile manipulators for handling the motors. The practical part of the work includes the conceptual design of the manipulator, dimensional, functional and strength calculations for the designed device and drawing documentation.

KEYWORDS

Manipulator, workshop operation, motor unit, lifting device, linear hydraulic jack

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

HLUPÍK, Marek. *Manipulátor pro dílenský provoz*. Brno, 2021. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/132037>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Přemysl Pokorný.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Přemysla Pokorného, Ph.D. a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 21. května 2021

.....

Marek Hlupík

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji svému vedoucímu diplomové práce Ing. Přemyslovi Pokornému, Ph.D. za odborné vedení. Děkuji Ing. Jaroslavovi Kašpárkovi, Ph.D. za konzultace. Také chci poděkovat své rodině za podporu.

OBSAH

Úvod	11
1 Přehled současných mobilních manipulátorů	12
1.1 Jeřáby	12
1.1.1 Hydraulický mobilní jeřáb	13
1.1.2 Ruční mobilní sloupový jeřáb	14
1.2 Dílenské manipulátory	15
1.2.1 Součásti dílenského manipulátoru	15
1.2.2 Srovnání dostupných dílenských manipulátorů	16
2 Koncepční návrh manipulátoru	17
2.1 Základní parametry navrženého zařízení	17
3 Pevnostní kontrola navržených částí manipulátoru	19
3.1 Výložník	19
3.1.1 Výpočet síly vyvolané zavěšeným břemenem	19
3.1.2 Výpočet liniového zatížení výložníku	20
3.1.3 Výpočet reakčních sil ve vazbách	20
3.1.4 Výpočet výsledných vnitřních účinků	20
3.1.5 Výpočet maximálního napětí	21
3.1.6 Kontrola výložníku k meznímu stavu pružnosti	22
3.2 Sloup	22
3.2.1 Výpočet reakčních sil ve vazbách	23
3.2.2 Výpočet výsledných vnitřních účinků	24
3.2.3 Výpočet maximálního napětí	24
3.2.4 Kontrola sloupu k meznímu stavu pružnosti	25
3.3 Příčník	25
3.3.1 Výpočet výsledných vnitřních účinků	26
3.3.2 Výpočet maximálního napětí	27
3.3.3 Kontrola příčníku k meznímu stavu pružnosti	27
3.4 Rameno podvozku	28
3.4.1 Výpočet reakčních sil ve vazbách	28
3.4.2 Výpočet výsledných vnitřních účinků	29
3.4.3 Výpočet maximálního napětí	30
3.4.4 Kontrola ramene podvozku k meznímu stavu pružnosti	30
4 Další součásti	31
4.1 Pojezdové kladky	31
4.1.1 Zadní pojezdové kladky	31
4.1.2 Přední pojezdové kladky	32
4.2 Přímochař hydromotor s ruční pumpou	32
4.3 Čepy	35
4.3.1 Čep hydromotoru	35
4.3.2 Čep výložníku	36
4.3.3 Osa přední pojezdové kladky	37

Závěr	38
Seznam použitých zkratek a symbolů	42
Seznam příloh	45

ÚVOD

Nezbytnou součástí práce v dílenských provozech je zvedání a manipulace s těžkými břemeny, mezi které se řadí i motorové jednotky. Pro usnadnění této práce se využívají různé druhy manipulátorů, v závislosti na parametrech břemena a požadavcích na samotný manipulátor, jako například typ konstrukce, typ pohonu, mechanika zdvihu, dosah, rozměry a nosnost manipulátoru. S vývojem automobilů a jejich zvyšující se složitostí je potřeba vyvíjet nové typy manipulačních zařízení, případně zlepšovat stávající.

Cílem této práce je rešeršní rozbor nynějších typů mobilních manipulátorů pro manipulaci s motory, a především koncepční návrh manipulátoru pro zdvih a přemístění motorové jednotky.

Požadavky na navrhovaný manipulátor jsou možnost vjezdu podvozkem pod automobil, vyjmutí motorové jednotky z automobilu a její přemístění na opravárenský přípravek a pohyb manipulátoru po rovné podlaze dílny. Typ pohonu pojezdu je ruční lidskou silou, typ pohonu zdvihu je ruční s hydraulicko-mechanickým zdvihem, nosnost manipulátoru je 900 kg a rozměrové parametry manipulátoru jsou stanoveny dle typů opravovaných automobilů.

Koncept manipulátoru obsahuje návrhy jednotlivých komponent, rozměrové, funkční a pevnostní výpočty. Součástí práce je také vypracování výkresové dokumentace manipulátoru.

1 PŘEHLED SOUČASNÝCH MOBILNÍCH MANIPULÁTORŮ

Dopravní a manipulační zařízení je možné klasifikovat podle několika aspektů. Jedním z nich je dráha, po které se pohybuje dopravovaný předmět, a tento pohyb může být volný, vázaný či nezávislý na dráze. Manipulátory se řadí mezi vedená zařízení, tedy pohybují objektem po vázané dráze.

Dalším rozdělením může být členění podle úklonu dráhy na dopravu vodorovnou, úklonnou a svislou. Manipulační zařízení mohou mít různá silová působení na dopravovaný předmět, např. gravitační, s mechanickým přenosem sil, hydraulické nebo pneumatické [1].

V současné době existuje mnoho variant manipulačních zařízení do dílenských provozů, v této kapitole však budou charakterizována zejména zařízení odpovídající zadaným parametrům.

1.1 JEŘÁBY

Jeřáb je typ stroje, obvykle vybavený lany nebo řetězy a kladkami, určený jak pro zvedání a spouštění materiálů, tak pro jejich horizontální pohyb. Používá se hlavně pro zvedání těžkých břemen a jejich přepravu na jiná místa. Zařízení využívá jednoho nebo více jednoduchých strojů k vytvoření mechanické výhody, díky které je možné přemístit zátěž nad rámec běžné schopnosti člověka [2].

Mezi jeřáby nejčastěji používané v dílenském provozu se řadí sloupový, mostový a konzolový jeřáb (obrázek 1), jejichž základny jsou vždy nepohyblivé, hydraulický mobilní jeřáb (obrázek 2) či ruční sloupový mobilní jeřáb (obrázek 3), které jsou pohyblivé, a portálový (obrázek 1) nebo poloportálový jeřáb, jež mohou být v obou variantách [3].

Principem sloupového jeřábu je otáčení výložníku kolem osy svislého sloupu, a to ve dvou konstrukčních provedeních – jeřáb s nehybným sloupem nebo jeřáb s otočným sloupem. U jeřábu s nehybným sloupem je otáčení výložníku kolem sloupu zajištěno pomocí kluzných nebo valivých ložisek. V případě jeřábu s otočným sloupem je výložník pevně spojen se sloupem a otáčí se v celku.

Konzolový jeřáb sestává ze svislého rámu a výložníku, který může být neotočný, otočný do 180° (zde je výložník umístěn v ložiskách ve svislém rámu) nebo otočný do 360° (pak je výložník situován pod úrovní jeřábové dráhy).

Univerzální využití má mostový jeřáb. Jeho nosná konstrukce je tvořena jeřábovým mostem, jež se pohybuje po zvýšené jeřábové dráze. Po mostě se pohybuje podvěsná kočka s kladkostrojem nebo navijákem.

Stejně jako v případě mostového jeřábu je součástí portálového a poloportálového jeřábu most. Portálový jeřáb sestává z jeřábového mostu a dvou podpěr. Je-li portál připevněn k základu, jedná se o stacionární jeřáb, pakliže se pohybuje po jeřábové dráze, jde o mobilní jeřáb. Poloportálový jeřáb je kombinací portálového a mostového jeřábu, tedy má jednu větev jeřábové dráhy upevněnu [2].



Obr. 1: Sloupový jeřáb (nahore vlevo) [4], konzolový jeřáb (nahore vpravo) [5], mostový jeřáb (dole vlevo) [6], portálový jeřáb (dole vpravo) [7]

1.1.1 HYDRAULICKÝ MOBILNÍ JEŘÁB

Mobilní zdvihací zařízení je složeno z rámu, výložníku a hydraulické jednotky.

Výložník může být vysunovatelný nebo pevný a jeho případný pohyb je zabezpečen přímočarým hydromotorem. Nosnost výložníku závisí na míře vysunutí výložníku, přičemž se snižuje se zvyšující se délkou výložníku.

Podvozek jeřábu je osazen pojezdovými koly a umožňuje najetí pod vozidlo, proto je tento typ jeřábu nejčastěji využíván v opravách automobilů. U některých modelů je možné i skládání rámu, jejich výhodou je tedy dobrá skladovatelnost.



Obr. 2: Hydraulický mobilní jeřáb [8]

1.1.2 RUČNÍ MOBILNÍ SLOUPOVÝ JEŘÁB

Ruční mobilní sloupový jeřáb je pohyblivou variantou statického sloupového jeřábu. Výložník se otáčí pomocí ložisek kolem nehybného sloupu, spodní část sloupu tvoří protizávaží jeřábu.



Obr. 3: Ruční mobilní sloupový jeřáb [9]

1.2 DÍLENSKÉ MANIPULÁTORY

V dílenských provozech využívané manipulátory nebo jeřáby jsou obvykle z konstrukčního hlediska hydraulické mobilní jeřáby v různých variantách (obrázek 4).



Obr. 4: Dílenský manipulátor (nahore vlevo) [11], skládací dílenský manipulátor (nahore vpravo) [12], dílenský manipulátor s protizávažím (dole vlevo) [13], dílenský manipulátor na palety (dole vpravo) [14]

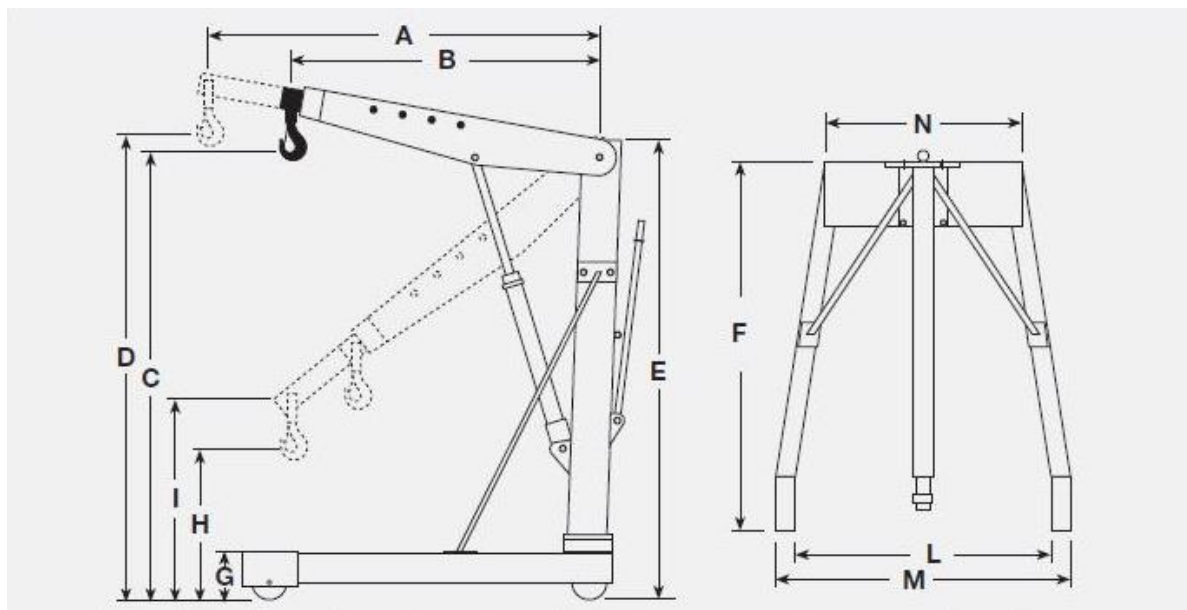
1.2.1 SOUČÁSTI DÍLENSKÉHO MANIPULÁTORU

Základní části konstrukce dílenského manipulátoru (obrázek 5) jsou podvozek, stojan a výložník, pro větší stabilitu mohou být přidány ještě další prvky jako příčníky a vzpěry.

Mobilita zařízení je ve většině případů zajištěna pojezdovými koly s menším průměrem, počítá-li se s pevnou a rovnou podlahou v dílenském provozu. Pohon pojezdu a řízení je obvykle zajištěn lidskou silou. Možností je i pohon pomocí motoru, konkrétně elektromotoru.

Hlavní funkční části slouží ke zvedání břemen. Jedná se o hydraulický válec, který koná přímočarý pohyb a je vhodný pro zvedání břemen tlakem zdola, nebo navíjecí buben,





který navíjí ocelové lano či řetěz, obsahuje také bzdu a převodový systém a je vhodný pro zvedání těžkých břemen.



Obr. 5: Schéma dílenského manipulátoru [15]

1.2.2 SROVNÁNÍ DOSTUPNÝCH DÍLENSKÝCH MANIPULÁTORŮ

Tab. 1: Srovnání dílenských manipulátorů

Označení	GWK 2000 [16]	OMCN SL/15 [17]	OMCN SL/30E [18]	GWK 1000 [19]
Cena s DPH [Kč]	6 958	27 010	61 530	5 990
Nosnost [kg]	2 000	1 500	3 000	1 000
Max. výška zdvihu [mm]	2 300	2 750	3 730	2 000
Vlastní hmotnost [kg]	91	190	480	68
Rozsah vysunutí [mm]	1 050–1 580	1 370–1 815	1 790–2 280	780–1 140
Rozměry složeného jeřábu [mm]	650×790×1 700	–	–	600×700×1 450
Rozměry základny [mm]	1 860×1 100	1 690×1 015	2 270×1 420	1 600×850
				

2 KONCEPČNÍ NÁVRH MANIPULÁTORU

Dle zadaných parametrů byl vytvořen návrh mobilního manipulátoru pro zdvih a přemístění motorové jednotky (obrázky 6 a 7).

Konstrukce manipulátoru byla složena ze dvou částí. První část tvoří svařenec sloupu, příčníku, ramen podvozku, madla, držáku na hydromotor a držáku na ruční pumpu. Druhou část tvoří svařenec výložníku. Dalším vybavením manipulátoru byly dva páry pojezdových kladek a přímočarý hydromotor s ruční pumpou, zvolené na základě požadovaných parametrů z katalogů výrobců.

Na základě výpočtu maximálního napětí v jednotlivých dílech byly zvoleny profily náležitých průřezů a délek. Vybrány byly uzavřené profily zhotovené z oceli S355J2, s normalizovanými rozměry.

Pro pohyblivá spojení mezi výložníkem, sloupem a hydromotorem byly navrženy čepové spoje. Byly vybrány čepy s hlavou, s normalizovanými rozměry, vyrobené z oceli ČSN 12 061 a ve spojích zajištěné pomocí závlaček.

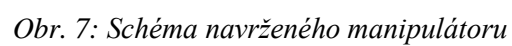


Obr. 6: Model navrženého manipulátoru

2.1 ZÁKLADNÍ PARAMETRY NAVRŽENÉHO ZAŘÍZENÍ

Tab. 2: Parametry navrženého manipulátoru

Nosnost	900 kg
Celková šířka	1 178 mm
Celková délka	1 812 mm
Poloha výložníku (od podlahy)	1 683 mm
Délka výložníku	1 302 mm
Výška podvozku	188 mm
Rozchod předních pojezdových kladek	1 080 mm



Tab. 3: Základní prvky konstrukce a jejich rozměry

Pozice	Označení	Kóta	Rozměr [mm]
1	Výložník	L ₁	900
2	Sloup	L ₂	300
3	Příčník	L ₃	850
4	Rameno podvozku	L ₄	800
5	Zadní příčník	L ₅	500
6	Hydromotor	L ₆	1 000
7	Vzpěra	L ₇	200
		L ₈	1 500

3 PEVNOSTNÍ KONTROLA NAVRŽENÝCH ČÁSTÍ MANIPULÁTORU

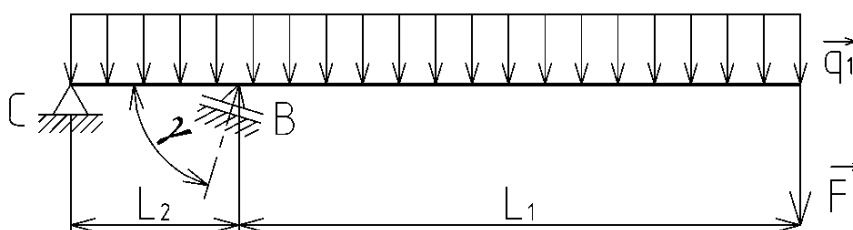
V této kapitole budou provedeny funkční a pevnostní výpočty hlavních součástí navrženého manipulátoru.

3.1 VÝLOŽNÍK

Výpočet výložníku je zjednodušen na rovinnou úlohu. Výložník je posuzován jako staticky uložený prut namáhaný ohybovým momentem a tahovou silou. V místě čepového spoje se sloupem je vázán rotační vazbou a v místě spoje s hydromotorem je vázán podporou. Prut je zatížen osamělou silou, vyvolanou zavěšeným břemenem, a liniovým zatížením, vyvolaným vlastní hmotností výložníku.

Dle normy ČSN EN 1494+A1 (pro mobilní a přemístitelné zvedáky a související zdvihací zařízení) [20] je nutno brát v úvahu 150 % maximálního možného zatížení.

Pro výpočet je výložník uvažován pouze v horizontální poloze. V tomto případě působí síla vyvolaná zavěšeným břemenem kolmo ke střednici výložníku, a tedy způsobuje největší ohybový moment. Výložník je vyroben z dutého obdélníkového profilu 120×60×5 z oceli S355J2.



Obr. 8: Schéma výložníku

3.1.1 VÝPOČET SÍLY VYVOLANÉ ZAVĚŠENÝM BŘEMENEM

$$F = 1,5 \cdot m \cdot g \text{ [N]} \quad (1)$$

$$F = 1,5 \cdot 900 \cdot 9,81 = 13\,244 \text{ N}$$

kde:

$$m = 900 \text{ kg}$$

hmotnost břemene

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

gravitační zrychlení

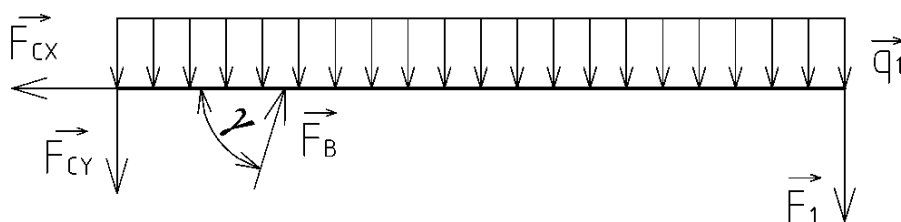
3.1.2 VÝPOČET LINIOVÉHO ZATÍŽENÍ VÝLOŽNÍKU

$$q_1 = m_{p1} \cdot g \text{ [N/m]} \quad (2)$$

$$q_1 = 12,42 \cdot 9,81 = 121,8 \text{ N/m}$$

kde:

$$m_{p1} = 12,42 \text{ kg/m} \quad \text{hmotnost profilu výložníku [21]}$$



Obr. 9: Schéma úplného vyložení výložníku

3.1.3 VÝPOČET REAKČNÍCH SIL VE VAZBÁCH

$$F_B = \frac{F \cdot (L_1 + L_2) + 0,5 \cdot q_1 \cdot (L_1 + L_2)^2}{\sin(\gamma) \cdot L_2} \text{ [N]} \quad (3)$$

$$F_B = \frac{13\,244 \cdot (0,9 + 0,3) + 0,5 \cdot 121,8 \cdot (0,9 + 0,3)^2}{\sin(69,44^\circ) \cdot 0,3} = 56\,889,9 \text{ N}$$

$$F_{CX} = F_B \cdot \cos(\gamma) \text{ [N]} \quad (4)$$

$$F_{CX} = 13\,244 \cdot \cos(69,44^\circ) = 19\,979,1 \text{ N}$$

$$F_{CY} = F_B \cdot \sin(\gamma) \text{ [N]} \quad (5)$$

$$F_{CY} = 13\,244 \cdot \sin(69,44^\circ) = 53\,266,3 \text{ N}$$

kde:

$L_1 = 0,9 \text{ m}$	kolmá vzdálenost mezi čepem hydromotoru a hákem
$L_2 = 0,3 \text{ m}$	kolmá vzdálenost mezi čepem hydromotoru a čepem výložníku
$\gamma = 69,44^\circ$	úhel mezi výložníkem a hydromotorem

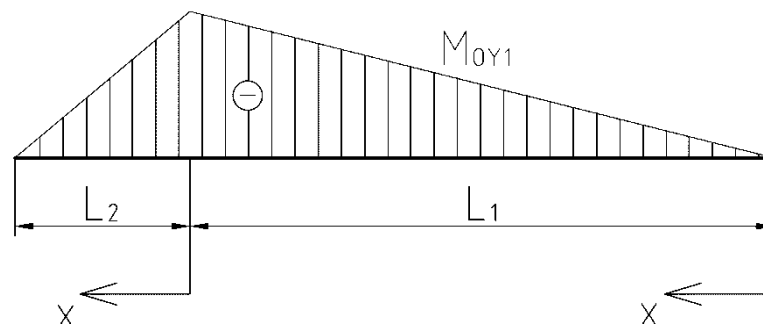
3.1.4 VÝPOČET VÝSLEDNÝCH VNITŘNÍCH ÚČINKŮ

$$x \in (0, L_1) \quad N_{11} = 0 \text{ [N]} \quad (6)$$

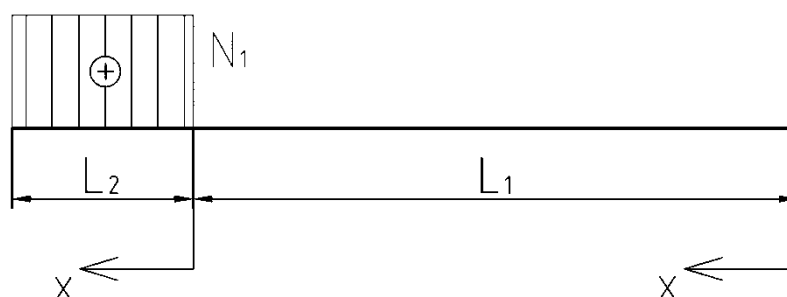
$$M_{o11} = -F \cdot x - 0,5 \cdot q_1 \cdot x^2 \text{ [N}\cdot\text{m]}$$

$$x \in (0, L_2) \quad N_{11} = F_B \cdot \cos(\gamma) \text{ [N]} \quad (7)$$

$$M_{o12} = -F \cdot (x + L_1) - 0,5 \cdot q_1 \cdot (x + L_1)^2 + F_B \cdot \sin(\gamma) \cdot x \text{ [N}\cdot\text{m]}$$



Obr. 10: Schéma průběhu ohybového momentu na výložníku



Obr. 11: Schéma průběhu tahové síly na výložníku

Největší napětí vzniká v místě, kde je k výložníku upevněn hydromotor.

3.1.5 VÝPOČET MAXIMÁLNÍHO NAPĚTÍ

Maximální ohybové napětí na výložníku dle [22]:

$$\sigma_{o1_max} = \frac{M_{o1_max}}{W_1} \text{ [MPa]} \quad (8)$$

$$\sigma_{o1_max} = \frac{11\,980}{4,783 \cdot 10^{-5}} = 250,5 \text{ MPa}$$

kde:

$$M_{o1_max} = 11\,980 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$W_1 = 4,783 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

maximální ohybový moment na výložníku
pružný modul průřezu pro výložník [21]

Maximální tahové napětí na výložníku dle [22]:

$$\sigma_{N1_max} = \frac{N_{1_max}}{S_1} \text{ [MPa]} \quad (9)$$

$$\sigma_{N1_max} = \frac{22\,411,3}{1,68 \cdot 10^{-3}} = 13,3 \text{ MPa}$$

kde:

$$N_{1_max} = 22\,411,3 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$S_1 = 1,68 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

maximální tahová síla na výložníku

plocha průřezu výložníku [21]

3.1.6 KONTROLA VÝLOŽNÍKU K MEZNÍMU STAVU PRUŽNOSTI

$$\sigma_{o1_max} + \sigma_{N1_max} < \frac{Re}{k} \quad (10)$$

$$250,5 \text{ MPa} + 13,3 \text{ MPa} < \frac{355,00}{1,2} \text{ MPa}$$

$$263,8 \text{ MPa} < 295,83 \text{ MPa}$$

kde:

$$Re = 355 \text{ MPa}$$

$$k = 1,2 \text{ [-]}$$

mez kluzu pro materiál S355J2 [33]

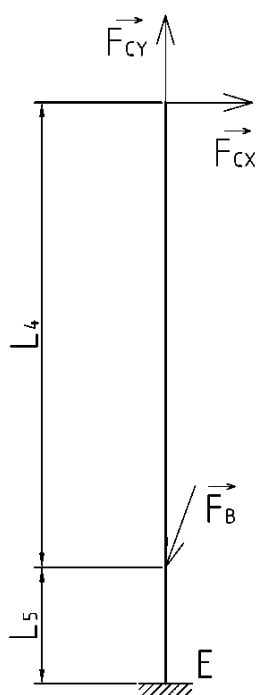
koeficient bezpečnosti

Koeficient bezpečnosti je stanoven na základě vlastností materiálu, přesnosti výpočtů a zkušenostech z pracovního prostředí. Zvolený profil 120×60×5 vyhovuje.

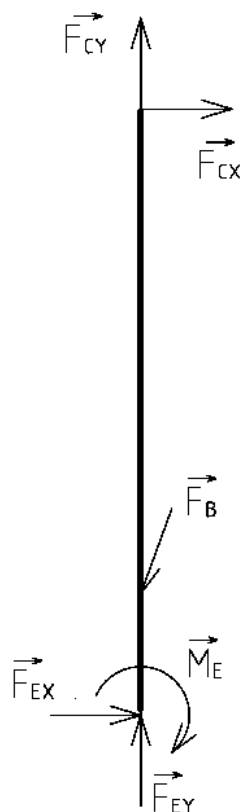
3.2 SLOUP

Sloup je uvažován jako přímý prut na jednom konci vetknutý, zatížený několika vazebnými silami. V bodě C se vyskytuje rotační vazba. Sloup je namáhán nejen na ohyb, ale také na tah a tlak, protože na něj působí nezanedbatelné osově síly.

Sloup je vyroben ze stejného materiálu, avšak o jiném rozměru než výložník, tedy z dutého obdélníkového profilu 120×60×6 z oceli S355J2 [23].



Obr. 12: Schéma sloupu



Obr. 13: Schéma úplného uvolnění sloupu

3.2.1 VÝPOČET REAKČNÍCH SIL VE VAZBÁCH

$$\sum F_X = 0: F_{CX} - F_B \cdot \sin(\beta) + F_{EX} = 0 \quad (11)$$

$$\sum F_Y = 0: F_{CY} - F_B \cdot \cos(\beta) + F_{EY} = 0 \quad (12)$$

$$\sum M_E = 0: F_{CX} \cdot (L_4 + L_5) - F_B \cdot \sin(\beta) \cdot L_5 + M_E = 0 \quad (13)$$

Úloha je staticky určitá, protože zde vystupují tři neznámé proměnné a je možné využít tři rovnice statické rovnováhy.

$$NP \in \{F_{EX}, F_{EY}, M_E\} \quad (14)$$

$$i = \mu - \vartheta$$

$$i = 3 - 3 = 0$$

kde:

i	počet stupňů statické neurčitosti [–]
$\mu = 3$ [–]	počet neznámých parametrů
$\vartheta = 3$ [–]	počet použitelných rovnic statické rovnováhy

3.2.2 VÝPOČET VÝSLEDNÝCH VNITŘNÍCH ÚČINKŮ

$$x \in (0, L_4) \quad N_{21} = F_{CY} \text{ [N]} \quad (15)$$

$$M_{021} = -F_{CX} \cdot x \text{ [N}\cdot\text{m]}$$

$$x \in (0, L_5) \quad N_{22} = F_{CY} - F_B \cdot \cos(\beta) \text{ [N]} \quad (16)$$

$$M_{022} = -F_{CX} \cdot (x + L_4) + F_B \cdot \sin(\beta) \cdot x \text{ [N}\cdot\text{m]}$$

Vyjádřením z rovnic statické rovnováhy jsou získány zbývající neznámé proměnné.

$$F_{EX} = -F_{CX} + F_B \cdot \sin(\beta) \quad (17)$$

$$F_{EX} = -19\,979,1 + 56\,889,9 \cdot \sin(20,556) = -3,7 \text{ N}$$

$$F_{EY} = -F_{CY} + F_B \cdot \cos(\beta) \quad (18)$$

$$F_{EY} = -53\,266,3 + 56\,889,9 \cdot \cos(20,556) = 33\,288,6 \text{ N}$$

$$M_E = -F_{CX} \cdot (L_4 + L_5) + F_B \cdot \sin(\beta) \cdot L_5 \quad (19)$$

$$M_E = -19\,979,1 \cdot (0,8 + 0,5) + 56\,889,9 \cdot \sin(20,556) \cdot 0,5 = -13\,987,2 \text{ N}\cdot\text{m}$$

kde:

$L_4 = 0,8 \text{ m}$	kolmá vzdálenost mezi čepem hydromotoru a hákem
$L_5 = 0,5 \text{ m}$	kolmá vzdálenost mezi čepem hydromotoru a čepem výložníku
$\beta = 20,556^\circ$	úhel mezi výložníkem a hydromotorem

Z výpočtů plyne, že největší napětí vzniká v místě, kde je ke sloupu připevněn přímočarý hydromotor. Pro tento bod je stanoveno maximální ohybové a osově napětí.

3.2.3 VÝPOČET MAXIMÁLNÍHO NAPĚTÍ

Ohybové napětí v místě připevnění přímočarého hydromotoru ke sloupu dle [22]:

$$\sigma_{02_D} = \frac{M_{02_D}}{W_2} \text{ [MPa]} \quad (20)$$

$$\sigma_{02_D} = \frac{15\,983,2}{6,255 \cdot 10^{-5}} = 255,53 \text{ MPa}$$

kde:

$M_{02_D} = 15\,983,2 \text{ N}\cdot\text{m}$	ohybový moment v místě připevnění hydromotoru ke sloupu
$W_2 = 6,255 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$	pružný modul průřezu sloupu [23]

Tahové napětí v místě připevnění přímočarého hydromotoru ke sloupu dle [22]:

$$\sigma_{N2_D} = \frac{N_{2_D}}{S_2} \text{ [MPa]} \quad (21)$$

$$\sigma_{N2_D} = \frac{53\,266,3}{1,92 \cdot 10^{-3}} = 27,7 \text{ MPa}$$

kde:

$$N_{2_D} = 53\,266,3 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$S_2 = 1,92 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

tahová síla v místě připevnění hydromotoru ke sloupu
plocha průřezu sloupu [23]

3.2.4 KONTROLA SLOUPU K MEZNÍMU STAVU PRUŽNOSTI

$$\sigma_{o2_D} + \sigma_{N2_D} < \frac{Re}{k} \quad (22)$$

$$255,53 \text{ MPa} + 27,7 \text{ MPa} < \frac{355,0}{1,2} \text{ MPa}$$

$$283,27 \text{ MPa} < 295,83 \text{ MPa}$$

kde:

$$Re = 355 \text{ MPa}$$

$$k = 1,2 \text{ [-]}$$

mez kluzu pro materiál S355J2 [33]

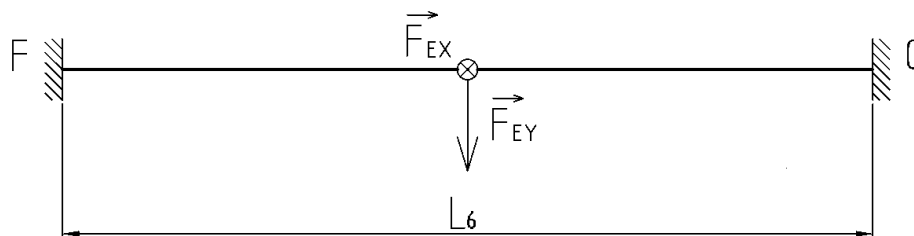
koeficient bezpečnosti

Zvolený profil 120×60×8 vyhovuje.

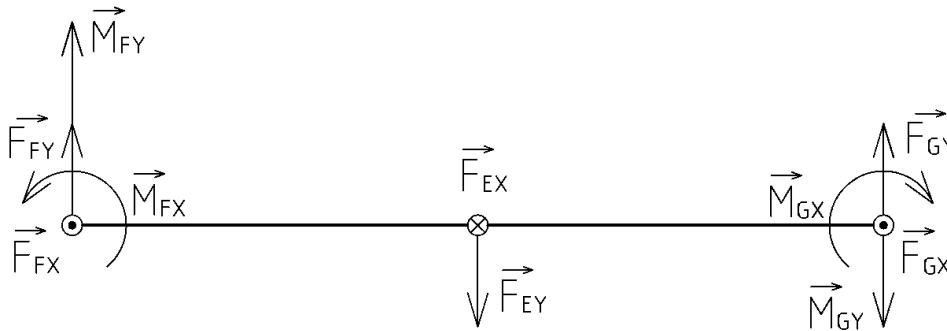
3.3 PŘÍČNÍK

Příčník je oboustranně vetknutý prut zatížený dvěma silami a kroutícím momentem. Rozhodující účinky jsou vyvolané ohybovým momentem, účinky smykového napětí vyvolaného krutem zohledněny pouze navýšením součinitele bezpečnosti.

Příčník je vyroben opět ze stejného materiálu, avšak o jiném rozměru, tedy z dutého obdélníkového profilu 140×80×5 z oceli S355J2 [24].



Obr. 14: Schéma příčníku



Obr. 15: Schéma úplného uvolnění příčniku

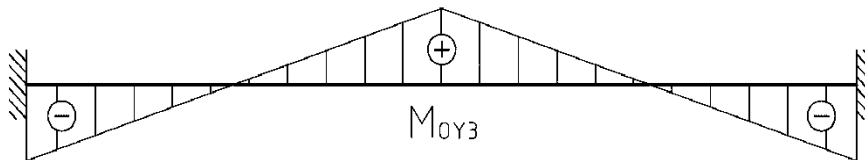
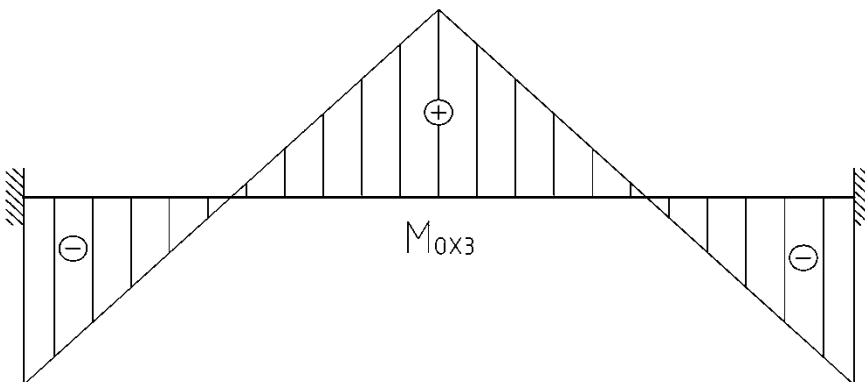
3.3.1 VÝPOČET VÝSLEDNÝCH VNITŘNÍCH ÚČINKŮ

$$x \in \left(0, \frac{L_6}{2}\right) \quad M_{oY31} = \frac{1}{8} F_{EX} \cdot (4 \cdot x - L_6) \text{ [N}\cdot\text{m]} \quad (23)$$

$$M_{oX31} = \frac{1}{8} F_{EY} \cdot (4 \cdot x - L_6) \text{ [N}\cdot\text{m]} \quad (24)$$

$$x \in \left(\frac{L_6}{2}, L_6\right) \quad M_{oY32} = \frac{1}{8} F_{EX} \cdot (3 \cdot L_6 - 4 \cdot x) \text{ [N}\cdot\text{m]} \quad (25)$$

$$M_{oX31} = \frac{1}{8} F_{EY} \cdot (3 \cdot L_6 - 4 \cdot x) \text{ [N}\cdot\text{m]} \quad (26)$$

Obr. 16: Schéma průběhu ohybového momentu M_{oY} Obr. 17: Schéma průběhu ohybového momentu M_{oX}

Největší napětí od ohybového momentu M_{oX} i M_{oY} vzniká v polovině délky příčniku. Celkové napětí je dle [25] uvažováno jako součet napětí v jednotlivých směrech. Protože do výpočtu

není zahrnuto napětí vyvolané kroutícím momentem, je požadovaná bezpečnost navýšena o 15 %.

Pro příčník je zvolen dutý obdélníkový profil 140×80×5 z oceli S355J2.

3.3.2 VÝPOČET MAXIMÁLNÍHO NAPĚTÍ

Maximální ohybové napětí vzhledem k ose y:

$$\sigma_{oY3_max} = \frac{M_{oY3_max}}{W_{Y3}} \text{ [MPa]} \quad (27)$$

$$\sigma_{oY3_max} = \frac{4\,161,1}{7,387 \cdot 10^{-5}} = 56,3 \text{ MPa}$$

kde:

$$\begin{aligned} M_{oY3_max} &= 4\,161,1 \text{ N}\cdot\text{m} && \text{maximální ohybový moment na příčniku vzhledem k ose y} \\ W_{Y3} &= 7,387 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 && \text{pružný modul průřezu pro příčník vzhledem k ose y [24]} \end{aligned}$$

Maximální ohybové napětí vzhledem k ose x:

$$\sigma_{oX3_max} = \frac{M_{oX3_max}}{W_{X3}} \text{ [MPa]} \quad (28)$$

$$\sigma_{oX3_max} = \frac{12\,483,2}{5,399 \cdot 10^{-5}} = 231,2 \text{ MPa}$$

kde:

$$\begin{aligned} M_{oX3_max} &= 12\,483,2 \text{ N}\cdot\text{m} && \text{maximální ohybový moment na příčniku vzhledem k ose y} \\ W_{X3} &= 5,399 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 && \text{pružný modul průřezu pro příčník vzhledem k ose y [24]} \end{aligned}$$

3.3.3 KONTROLA PŘÍČNÍKU K MEZNÍMU STAVU PRUŽNOSTI

$$\begin{aligned} (\sigma_{oY3_max} + \sigma_{oX3_max}) &< \frac{Re}{k} && (29) \\ (56,3 + 231,2) &< \frac{355,0}{1,2} \text{ MPa} \\ 287,54 \text{ MPa} &< 295,83 \text{ MPa} \end{aligned}$$

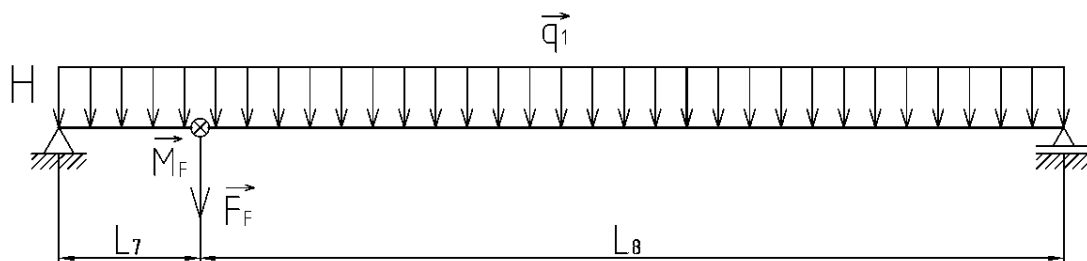
kde:

$$\begin{aligned} Re &= 355 \text{ MPa} && \text{mez kluzu pro materiál S355J2 [33]} \\ k &= 1,2 [-] && \text{koeficient bezpečnosti} \end{aligned}$$

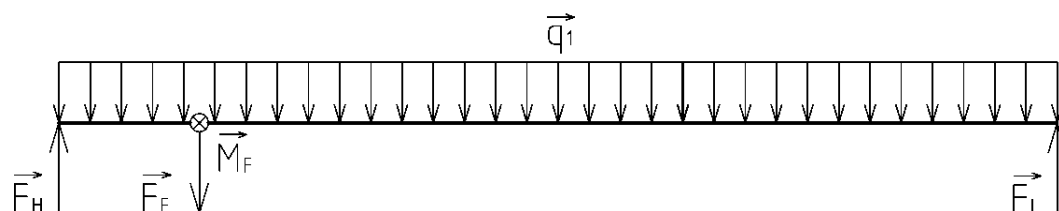
Zvolený profil 140×80×5 vyhovuje.

3.4 RAMENO PODVOZKU

Za účelem zjednodušení je úloha uvažována pouze jako rovinná. Výpočet je proveden pouze pro jedno ze dvou ramen, a proto je uvažováno jen poloviční zatížení. Rameno podvozku je vyrobeno z dutého čtvercového profilu 80×4 z oceli S355J2 [26].



Obr. 18: Schéma ramene podvozku



Obr. 19: Schéma úplného uvolnění ramene podvozku

3.4.1 VÝPOČET REAKČNÍCH SIL VE VAZBÁCH

Dle rovnic silové a momentové rovnováhy jsou vypočítány reakční síly ve vazbách H a I. Do těchto rovnic vstupují síla F_F a moment M_F . Síla F_F je vyvolaná tíhovými silami součástí, které jsou umístěny nad ramenem podvozku (tj. výložník, hydraulická pumpa, sloup) a ve vazbě F jsou k němu vázány. Moment M_F je vyvolán tíhovými silami těchto součástí, které kolem bodu F vytvářejí na příslušných ramenech ohybový moment.

$$F_F = 0,5 \cdot [1,5 \cdot m + m_{P1} \cdot (L_1 + L_2) + m_{P2} \cdot (L_4 + L_5) + m_{P3} \cdot L_6 + m_{HM}] \cdot g \quad (30)$$

$$F_F = 0,5 \cdot [1,5 \cdot 900 + 12,4 \cdot 1,2 + 14,7 \cdot 1,3 + 15,5 \cdot 1 + 10] \cdot 9,81 = 6\,912,4 \text{ N}$$

$$M_F = 0,5 \cdot [1,5 \cdot m \cdot (L_1 + L_2) + 0,5 \cdot m_{P1} \cdot (L_1 + L_2)^2 + 0,5 \cdot m_{HM} \cdot L_2] \cdot g \quad (31)$$

$$M_F = 0,5 \cdot [1,5 \cdot 900 \cdot 1,2 + 0,5 \cdot 12,4 \cdot 1,2^2 + 0,5 \cdot 10 \cdot 0,3] \cdot 9,81 = 7\,997,3 \text{ N}$$

kde:

$m = 900 \text{ kg}$	hmotnost břemena
$m_{P1} = 12,4 \text{ kg/m}$	hmotnost profilu výložníku
$m_{P2} = 14,7 \text{ kg/m}$	hmotnost profilu stojanu
$m_{P3} = 15,5 \text{ kg/m}$	hmotnost profilu příčnicku
$m_{HM} = 10 \text{ kg}$	hmotnost hydromotoru [29]

$L_1 = 0,9 \text{ m}$	kolmá vzdálenost mezi čepem hydromotoru a hákem
$L_2 = 0,3 \text{ m}$	kolmá vzdálenost mezi čepem hydromotoru a čepem výložníku
$L_4 = 0,8 \text{ m}$	kolmá vzdálenost mezi čepem hydromotoru na sloupu a čepem výložníku
$L_5 = 0,5 \text{ m}$	kolmá vzdálenost mezi čepem hydromotoru na sloupu a příčnickem
$L_6 = 1 \text{ m}$	délka příčnicku
$g = 9,81 \text{ m/s}^2$	tíhové zrychlení

V tom případě jsou rovnice silové a momentové rovnováhy zadány ve tvaru:

$$\sum F_X = 0: \quad 0 = 0 \quad (32)$$

$$\sum F_Y = 0: \quad F_H + F_I - F_F - m_{p4} \cdot g \cdot (L_7 + L_8) = 0 \quad (33)$$

$$\sum M_H = 0: \quad F_I \cdot (L_7 + L_8) - \frac{1}{2} m_{p4} \cdot g \cdot (L_7 + L_8)^2 - M_F - F_F \cdot L_7 = 0 \quad (34)$$

Z těchto rovnic lze vyjádřit síly ve vazbách (tedy síly, působící na přední a zadní pojezdové kladky).

$$F_I = \frac{0,5 \cdot m_{p4} \cdot g \cdot (L_7 + L_8)^2 + M_F + F_F \cdot L_7}{L_7 + L_8} \text{ [MPa]} \quad (35)$$

$$F_I = \frac{0,5 \cdot 10,96 \cdot 9,81 \cdot 1,7^2 + 7\,997,3 + 6\,913,4 \cdot 0,2}{1,7} = 5\,609,0 \text{ MPa}$$

kde:

$m_{p4} = 10,96 \text{ kg/m}$	hmotnost profilu výložníku
$L_7 = 0,2 \text{ m}$	kolmá vzdálenost mezi osou sloupu a zadní pojezdovou kladkou
$L_8 = 1,5 \text{ m}$	kolmá vzdálenost mezi osou sloupu a přední pojezdovou kladkou

$$F_H = -F_I + F_F + m_{p4} \cdot g \cdot (L_7 + L_8) \text{ [MPa]} \quad (36)$$

$$F_H = -5\,609,0 + 6\,913,4 + 10,96 \cdot 9,81 \cdot 1,7 = 1\,487,2 \text{ MPa}$$

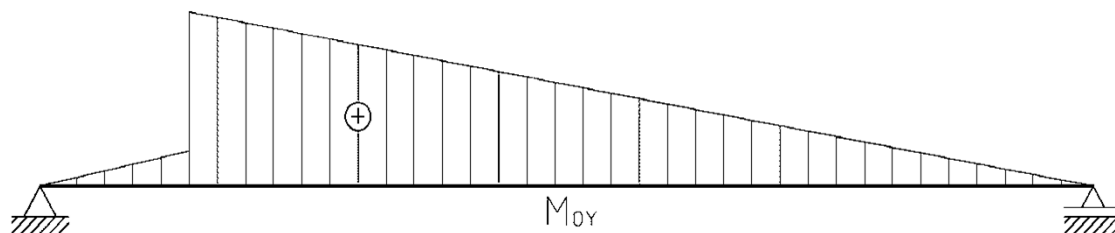
kde:

$m_{p4} = 10,96 \text{ kg/m}$	hmotnost profilu výložníku
$L_7 = 0,2 \text{ m}$	kolmá vzdálenost mezi osou sloupu a zadní pojezdovou kladkou
$L_8 = 1,5 \text{ m}$	kolmá vzdálenost mezi osou sloupu a přední pojezdovou kladkou

3.4.2 VÝPOČET VÝSLEDNÝCH VNITŘNÍCH ÚČINKŮ

$$x \in (0, L_8) \quad M_{o41} = F_I \cdot x - 0,5 \cdot m_{p4} \cdot g \cdot x^2 \text{ [N}\cdot\text{m]} \quad (37)$$

$$x \in (0, L_7) \quad M_{o42} = F_I \cdot (x + L_8) - 0,5 \cdot m_{p4} \cdot g \cdot (x + L_8)^2 \text{ [N}\cdot\text{m]} \quad (38)$$



Obr. 20: Schéma průběhu ohybového momentu na rameni podvozku

3.4.3 VÝPOČET MAXIMÁLNÍHO NAPĚTÍ

$$\sigma_{o4_max} = \frac{M_{o4_max}}{W_4} \text{ [MPa]} \quad (39)$$

$$\sigma_{o4_max} = \frac{8\,332,9}{3,286 \cdot 10^{-5}} = 253,6 \text{ MPa}$$

kde:

$$M_{o4_max} = 8\,332,9 \text{ N}\cdot\text{m}$$

maximální ohybový moment na rameni podvozku

$$W_4 = 5,399 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

pružný modul průřezu pro rameno podvozku [m³] dle [26]

3.4.4 KONTROLA RAMENE PODVOZKU K MEZNÍMU STAVU PRUŽNOSTI

$$\sigma_{o4_max} < \frac{Re}{k} \quad (40)$$

$$253,6 \text{ MPa} < \frac{355,0}{1,2} \text{ MPa}$$

kde:

$$Re = 355 \text{ MPa}$$

mez kluzu pro materiál S355J2 [33]

$$k = 1,2 \text{ [-]}$$

koeficient bezpečnosti

Zvolený profil 80×4 vyhovuje.

4 DALŠÍ SOUČÁSTI

V této kapitole budou provedeny funkční a pevnostní výpočty dalších součástí navrženého manipulátoru.

4.1 POJEZDOVÉ Kladky

Dle známé síly F_H , působící na zadní pojezdovou kladku, a síly F_I , působící na přední pojezdovou kladku, jsou stanoveny minimální nosnosti těchto kladek. Na základě získaných hodnot jsou poté z katalogu výrobce zvoleny pojezdové kladky (tabulky 4 a 5, obrázky 21 a 22).

$$m_H = \frac{F_H}{g} \quad (41)$$

$$m_H = \frac{1\,487,2}{9,81} = 151,6 \text{ kg}$$

kde:

$F_H = 1\,487,2 \text{ N}$ síla působící na zadní pojezdovou kladku

$$m_I = \frac{F_I}{g} \quad (42)$$

$$m_H = \frac{5\,609}{9,81} = 571,8 \text{ kg}$$

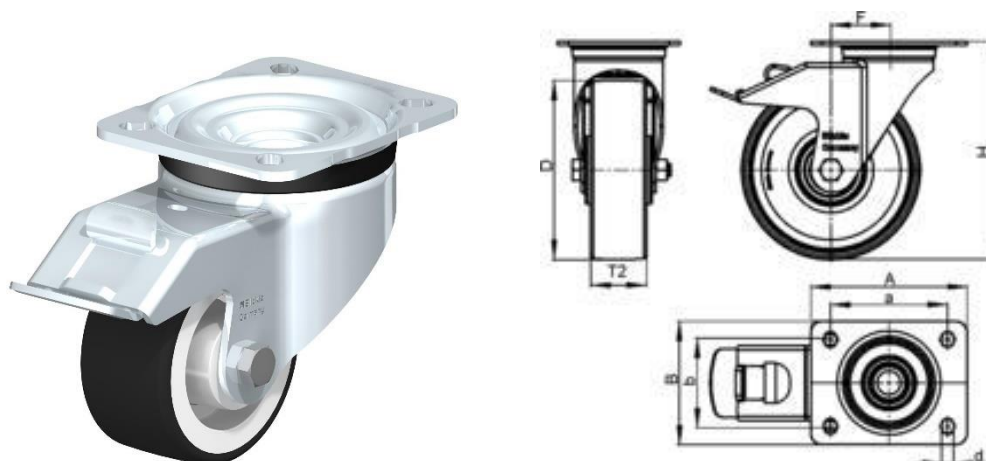
kde:

$F_H = 5\,609 \text{ N}$ síla působící na přední pojezdovou kladku

4.1.1 ZADNÍ POJEZDOVÉ Kladky

Tab. 4: Parametry zadní pojezdové kladky [27]

Označení	LK-POTH 75R-FI
Průměr kola	75 mm
Šířka kola	37 mm
Nosnost	200 kg
Celková výška	108 mm
Běhoun	polyuretan
Disk kola	polyamid 6
Druh ložiska	ložisko kladky
Brzda	ano

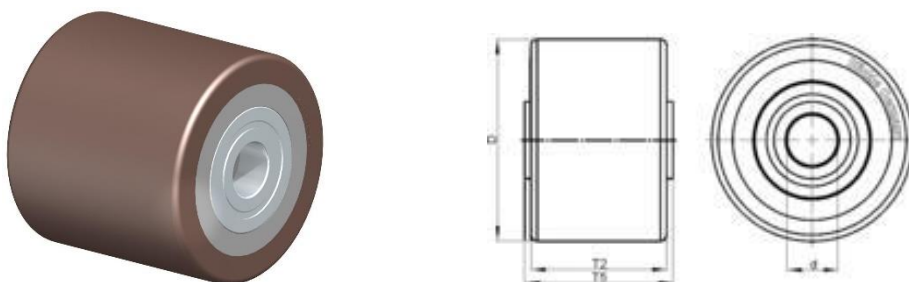


Obr. 21: Zadní pojezdová kladka a její schéma [27]

4.1.2 PŘEDNÍ POJEZDOVÉ Kladky

Tab. 5: Parametry přední pojezdové kladky [28]

Označení	HB 85x80/20-80K
Průměr kola	85 mm
Šířka kola	80 mm
Nosnost	610 kg
Běhoun	polyuretan
Disk kola	ocel
Druh ložiska	kuličkové ložisko
Brzda	ne



Obr. 22: Přední pojezdová kladka a její schéma [28]

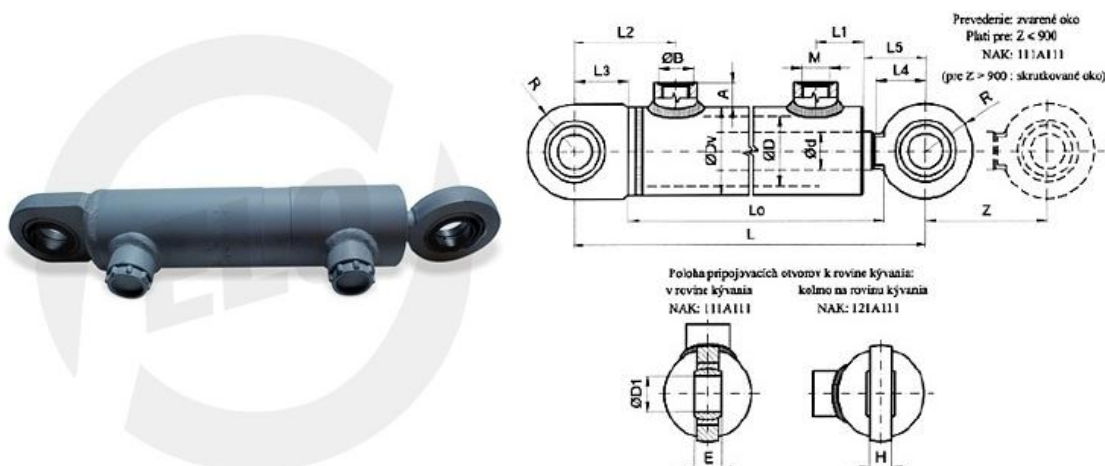
4.2 PŘÍMOČARÝ HYDROMOTOR S RUČNÍ PUMPOU

Zvedání břemene zabezpečuje přímočarý hydromotor upevněný ke konstrukci manipulátoru. Na základě na něj působící síly F_B jsou vybrány vhodné komponenty. Je zvolen přímočarý

hydromotor dvojčinný HM1.2 63/32/500 (tabulka 6, obrázek 23), jehož maximální pracovní tlak je 20 MPa [29] a ruční hydraulická pumpa KarryKrimp 1 82C-2HP (tabulka 7, obrázek 24), jejíž maximální pracovní tlak je 70 MPa [30].

Tab. 6: Parametry přímočarého hydromotoru [29]

Označení	HM1.2 63/32/500 121A111
Pracovní kapalina	hydraulický minerální olej
Požadovaná filtrace	min. 40 μm
Teplotní rozsah	od -20°C do $+80^{\circ}\text{C}$
Jmenovitý tlak	16 MPa
Maximální tlak	20 MPa
Zkušební tlak	25 MPa
Pracovní rychlost	max. 0,5 m/s



Obr. 23: Přímocárý hydromotor a jeho schéma [29]

Tab. 7: Parametry ruční pumpy [30]

Označení	1 82C-2HP
Pracovní tlak	max. 70 MPa
Rozměry	530×121×178 mm
Hmotnost	4,1 kg
Objem nádrže	900 cm ³
Síla na páce	42 kg



Obr. 24: Ruční pumpa [30]

Na základě známé síly F_B , potřebné pro zvednutí břemena, a rozměrů hydromotoru daných výrobcem je s využitím Pascalova zákona dle [31] stanoven tlak, který vyvine hydromotor.

$$p_{HM} = \frac{F_B}{S} = \frac{4 \cdot F_B}{\pi \cdot D_{MIN}^2} \quad (43)$$

$$D_{MIN} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_B}{\pi \cdot p_{HM}}}$$

$$D_{MIN} = \sqrt{\frac{4 \cdot 56\,928,98}{\pi \cdot 20 \cdot 10^6}} = 60,2 \text{ mm}$$

kde:

$p_{HM} = 20 \cdot 10^6 \text{ Pa}$ maximální provozní tlak hydromotoru [29]

Vzhledem ke stanovenému minimálnímu vnitřnímu průměru válce $D_{MIN} = 60,2 \text{ mm}$ je zvolen hydromotor HM1.2 63/32/500, jehož píst má průměr 63 mm. Další rozměry vybraného hydromotoru jsou uvedeny v tabulce 8 (se symboly uvedenými na obrázku 23).

Tab. 8: Rozměry hydraulického válce HM1.2 63/32/500 [32]

Symbol	Rozměr [mm]	Popis
D	63	vnitřní průměr válce hydromotoru
d	32	průměr pístu hydromotoru
D_v	62	vnější průměr válce hydromotoru
Z	500	zdvih hydromotoru
L	677	vzdálenost mezi středy ok hydromotoru v zasunutém stavu
H	17	tloušťka oka hydromotoru
D_1	25	průměr oka hydromotoru

4.3 ČEPY

Pro upevnění přímočarého hydromotoru a spojení výložníku se sloupem jsou použity normalizované čepy ISO 2341-B [33]. Materiál čepů je ocel E295. Pro čepy je provedena kontrola na otláčení a střih.

Maximální dovolený tlak při kontrole čepu na otláčení [33]:

$$p_{\check{C}EP_DOV} = 90 \text{ MPa} \quad (44)$$

Maximální smykové napětí při kontrole čepu na střih [33]:

$$\tau_{S_DOV} = 70 \text{ MPa} \quad (45)$$

4.3.1 ČEP HYDROMOTORU

Hydraulický válec je k výložníku a sloupu připevněn pomocí dvou v řezu stejných držáků se stejnými čepy ISO 2341-B-27x65x6,3-St-50-2, které kontrolujeme na otláčení a střih.

Kontrola čepu na otláčení [22]:

$$p_{\check{C}EP_B} = \frac{F_B}{2 \cdot d_{\check{C}EP_B} \cdot b_B} \text{ [MPa]} \quad (46)$$

$$p_{\check{C}EP_B} = \frac{56\,889,9}{2 \cdot 27 \cdot 14} = 75,25 \text{ MPa}$$

kde:

$F_B = 56\,889,9 \text{ N}$	reakční síla ve vazbě B
$d_{\check{C}EP_B} = 27 \text{ mm}$	průměr čepu ve vazbě B
$b_B = 14 \text{ mm}$	délka stykové plochy ve vazbě B

$$p_{\check{C}EP_B} < p_{\check{C}EP_DOV} \quad (47)$$

$$75,25 \text{ MPa} < 90,00 \text{ MPa}$$

Zvolený čep hydromotoru vyhovuje kontrole na otláčení.

Kontrola čepu na střih [22]:

$$\tau_{S_B} = \frac{F_B}{2 \cdot S_{\check{C}EP}} = \frac{2 \cdot F_B}{\pi \cdot d_{\check{C}EP_B}^2} \text{ [MPa]} \quad (48)$$

$$\tau_{S_B} = \frac{2 \cdot 56\,889,9}{\pi \cdot 27^2} = 49,68 \text{ MPa}$$

kde:

$F_B = 56\,889,9 \text{ N}$	reakční síla ve vazbě B
$d_{\check{C}EP_B} = 27 \text{ mm}$	průměr čepu ve vazbě B

$$\tau_{S_B} < \tau_{S_DOV} \quad (49)$$

$$49,68 \text{ MPa} < 70,00 \text{ MPa}$$

Zvolený čep hydromotoru (ISO 2341-B-27x65x6,3-St-50-2) vyhovuje kontrole na stříh, tedy vyhovuje oběma kontrolám.

4.3.2 ČEP VÝLOŽNÍKU

Pro pohyblivé spojení výložníku se sloupem je zvolen čep ISO 2341-B-27x120x6,3-St-50-2 s dírou pro závlačku.

Kontrola čepu na otláčení [22]:

$$p_{\check{C}EP_C} = \frac{\sqrt{F_{CX}^2 + F_{CY}^2}}{2 \cdot d_{\check{C}EP_C} \cdot b_C} [\text{MPa}] \quad (50)$$

$$p_{\check{C}EP_C} = \frac{\sqrt{19\,979,1^2 + 53\,266,3^2}}{2 \cdot 27 \cdot 16} = 81,0 \text{ MPa}$$

kde:

$F_{CX} = 19\,979,1 \text{ N}$	reakční síla ve vazbě C
$F_{CY} = 53\,266,3 \text{ N}$	reakční síla ve vazbě C
$d_{\check{C}EP-B} = 27 \text{ mm}$	průměr čepu ve vazbě C
$b_C = 16 \text{ mm}$	délka stykové plochy ve vazbě C

$$p_{\check{C}EP_B} < p_{\check{C}EP_DOV} \quad (51)$$

$$81,0 \text{ MPa} < 90,0 \text{ MPa}$$

Zvolený čep výložníku vyhovuje kontrole na otláčení.

Kontrola čepu na stříh [22]:

$$\tau_{S_C} = \frac{\sqrt{F_{CX}^2 + F_{CY}^2}}{2 \cdot S_{\check{C}EP}} = \frac{2 \cdot \sqrt{F_{CX}^2 + F_{CY}^2}}{\pi \cdot d_{\check{C}EP_C}^2} [\text{MPa}] \quad (52)$$

$$\tau_{S_C} = \frac{2 \cdot \sqrt{19\,979,1^2 + 53\,266,3^2}}{\pi \cdot 27^2} = 57,9 \text{ MPa}$$

kde:

$F_{CX} = 19\,979,1 \text{ N}$	reakční síla ve vazbě C
$F_{CY} = 53\,266,3 \text{ N}$	reakční síla ve vazbě C
$d_{\check{C}EP-B} = 27 \text{ mm}$	průměr čepu ve vazbě C

$$\tau_{S_C} < \tau_{S_DOV} \quad (53)$$

$$57,9 \text{ MPa} < 70,0 \text{ MPa}$$

Zvolený čep výložníku (ISO 2341-B-27x65x6,3-St-50-2) vyhovuje kontrole na stříh, tedy vyhovuje oběma kontrolám.

4.3.3 OSA PŘEDNÍ POJEZDOVÉ Kladky

Materiál osy přední pojezdové kladky je ocel E295 (11 500) [28]. Osa je zatížená poloviční hodnotou síly F_I a je kontrolována na otlačení a stříh.

Kontrola osy přední pojezdové kladky na otlačení [22]:

$$p_{o_K} = \frac{F_I}{2 \cdot d_{o_K} \cdot t_{o_K}} \quad (54)$$

$$p_{o_K} = \frac{5\,609,0}{2 \cdot 20 \cdot 3} = 37,39 \text{ MPa}$$

kde:

$d_{o_K} = 20 \text{ mm}$ průměr osy přední pojezdové kladky
 $t_{o_K} = 3 \text{ mm}$ tloušťka plechu na podvozku

$$p_{o_K} < p_{\check{C}EP_DOV} \quad (55)$$

$$37,39 \text{ MPa} < 90,00 \text{ MPa}$$

Zvolená osa přední pojezdové kladky vyhovuje kontrole na otlačení.

Kontrola osy přední pojezdové kladky na stříh [22]:

$$\tau_{o_K} = \frac{0,5 \cdot F_I}{2 \cdot S_{o_K}} = \frac{4 \cdot F_I}{\pi \cdot d_{o_K}^2} [\text{MPa}] \quad (56)$$

$$\tau_{o_K} = \frac{4 \cdot 5\,609,0}{\pi \cdot 20^2} = 2,85 \text{ MPa}$$

kde:

$d_{o_K} = 20 \text{ mm}$ průměr osy přední pojezdové kladky

$$\tau_{o_K} < \tau_{S_DOV} \quad (57)$$

$$2,85 \text{ MPa} < 70,00 \text{ MPa}$$

Zvolená osa přední pojezdové vyhovuje kontrole na stříh, tedy vyhovuje oběma kontrolám.

ZÁVĚR

Cílem této práce byla rešerše současných mobilních manipulátorů pro manipulaci s motory a koncepční návrh manipulátoru dle zadaných parametrů včetně vytvoření vybrané výkresové dokumentace.

Rešeršní část obsahovala srovnání mobilní manipulační techniky, přehled jejích součástí a ukázkou variant dostupných na trhu. Tyto informace sloužily jako základ při tvorbě koncepčního návrhu dílenského manipulátoru v praktické části práce.

Byl navržen mobilní manipulátor pro dílenský provoz s jednoduchou konstrukcí a ručním vedením za pomoci síly obsluhy. Takový manipulátor by mohl najít uplatnění i v menších opravárenských provozech, pro svou širokou využitelnost, vysokou stabilitu a zároveň i mobilitu, uživatelsky snadné ovládání, cenovou dostupnost a bez nutnosti konstrukčních úprav budovy.

Konstrukce rámu manipulátoru byla tvořena svařenými dutými profily normalizovaných rozměrů z oceli S355J2 a vyhovovala kontrole na základě maximálních zatížení v hlavních oblastech namáhání. Při řešení této části bylo uvažováno se 150 % zadaného zatížení dle normy ČSN EN 1494+A1, která se vztahuje na mobilní a přemístitelné zvedáky. Vzhledem k zadané nosnosti 900 kg je při výpočtech uvažována nosnost 1 350 kg.

Zařízení využívá hydraulické prvky, které při dodržení technických pokynů zajišťují bezpečný provoz dle platných norem. Z katalogu byl vybrán vhodný přímočarý hydromotor s ruční pumpa. Hydromotor byl ke konstrukci rámu manipulátoru upevněn pomocí čepových spojů. Byly zvoleny čepy s hlavou z oceli E295 normalizovaných rozměrů, ve spojích zajištěné pomocí závlaček.

Z katalogu byly vybrány pojezdové kladky, rozdílné dvojice zadních a předních, přičemž zadní dvojice kladek, otočná, byla vybavena brzdou z důvodu lepší ovladatelnosti, zatímco kladky v přední části byly bez brzdy. Tyto kladky byly zvoleny tak, aby jejich nosnost výrazně přesahovala požadovanou nosnost z důvodu možného zatížení okolními vlivy, jako je např. nepozornost obsluhy nebo pád cizího předmětu.

Všechny zvolené součásti navrženého manipulátoru vyhovovaly provedeným kontrolám.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] POLÁK, Jaromír; Jiří PAVLISKA a Aleš SLÍVA. *Dopravní a manipulační zařízení I.* 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská – Technická univerzita, 2001. ISBN 8024800438.
- [2] REMTA, František, František DRAŽAN, Ladislav KUPKA, Oldřich JURÁŠEK, Zdeněk LEDR a Otakar ZDEBSKI. *Jeřáby. I. díl.* Praha: SNTL – Státní nakladatelství technické literatury, 1974.
- [3] ČSN ISO 4306-1 (270000): Jeřáby – Slovník – Část 1: Všeobecně. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2010.
- [4] Sloupový otočný jeřáb VS-K. ITECO s.r.o. [online]. [cit. 2020-05-15]. Dostupné z: <https://www.iteco.cz/sloupove-otocne-jeřaby-vs-k-s-elektrickým-retezovým-kladkostrojem-abucompact.html>.
- [5] Jednonosníkový konzolový jeřáb. ITECO s.r.o. [online]. [cit. 2020-05-15]. Dostupné z: <https://www.iteco.cz/jednonosnikovy-konzolovy-jeřab-ewl.html>.
- [6] Jednonosníkový jeřáb. ITECO s.r.o. [online]. [cit. 2020-05-15]. Dostupné z: <https://www.iteco.cz/jednonosnikove-mostove-jeřaby-elv-elk-a-els.html>.
- [7] Lehký portálový jeřáb LPK ABUS. ITECO s.r.o. [online]. [cit. 2020-05-15]. Dostupné z: <https://www.iteco.cz/lehky-portalovy-jeřab-lpk-abus.html>.
- [8] 2 tunový hydraulický skládací zvedák / dílenský jeřáb / žirafa s výsuvným ramenem. Primadilna.cz. [online]. [cit. 2020-05-15]. Dostupné z: <https://www.primadilna.cz/2-tunovy-hydraulicky-skladaci-zvedak-dilensky-jeřab-zirafa-s-vysuvným-ramenem-na-motory-stroje-atd-d8427.htm>.
- [9] Ruční mobilní sloupové jeřáby s lomeným ramenem. [online]. [cit. 2020-05-15]. KPC.cz. Dostupné z: <https://www.kpc.cz/produkty/dilenska-manipulace/rucni-mobilni-sloupove-jeřaby-s-lomeným-ramenem/>.
- [10] BIGOŠ, Peter, Jozef KULKA, Melichar KOPAS a Martin MANTIČ. *Teória a stavba zdvihačích a dopravných zariadení.* Vyd. 1. Košice: Technická univerzita v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. ISBN 9788055311876.
- [11] Hydraulický dílenský jeřáb 1t "žirafa", nízkoprofilový - QUATROS QS19305. [online]. Mojedilna.cz. [cit. 2020-05-26]. Dostupné z: <https://www.mojedilna.cz/hydraulicky-dilensky-jeřab-1t-zirafa-nizkoprofilovy-quatros-qs19305>.
- [12] Skládací dílenský jeřáb- 1t. [online]. [cit. 2020-05-26]. Dostupné z: <https://lincos.cz/129-skladaci-dilensky-jeřab-1t.html>.
- [13] Pojízdny jeřáb dílenský s protizávažím, nosnost 1000 kg. [online]. [cit. 2020-05-26]. Dostupné z: <https://www.emporo.cz/v/1358310/pojizdny-jeřab-dilensky-s-protizavazim-nosnost-1000-kg>.

- [14] Pojízdny sklopný jeřáb dílenský, nosnost 1000 kg, paralelní podvozek pro palety. [online]. [cit. 2020-05-26]. Dostupné z: <https://www.emporo.cz/v/1354166/pojizdny-sklopný-jeřab-dilensky-nosnost-1000-kg-paralelni-podvozek-pro-palety>.
- [15] Konstrukční návrh hydraulického zvedáku motorů. Digitální repozitář Vysoké školy báňské - Technické univerzity Ostrava. [online]. [cit. 2020-05-26]. Dostupné z: dspace.vsb.cz.
- [16] Dílenský jeřáb GWK 2000. Deltalift.cz. [online]. [cit. 2020-05-29]. Dostupné z: https://www.deltalift.cz/dilenske-jeřaby-a-hevery/dilenske-jeřaby/dilensky-jeřab-gwk-2000-1?gclid=Cj0KCQjwIN32BRCCARIsADZ-J4utKZ9NJLPHOh8cdwUZSsptZd7y4enPjriMjIKuAcPPsbcdvkWHjCcaAq4FEALw_wcB.
- [17] Pojízdny dílenský jeřáb OMCN SL/15 - 1,5 t, pevná konstrukce. Vybaveni-servisu.cz. [online]. [cit. 2020-05-29]. Dostupné z: <http://vybaveni-servisu.cz/pojizdny-dilensky-jeřab-omcn-sl-15-1-5-t-pevna-konstrukce>.
- [18] Pojízdny dílenský jeřáb OMCN SL/30E - 3 t, pevná konstrukce. Vybaveni-servisu.cz. [online]. [cit. 2020-05-29]. Dostupné z: <http://vybaveni-servisu.cz/pojizdny-dilensky-jeřab-omcn-sl-30e-3-t-pevna-konstrukce>.
- [19] Dílenský jeřáb GWK 1000. Deltalift.cz. [online]. [cit. 2020-05-29]. Dostupné z: <https://www.deltalift.cz/dilenske-jeřaby-a-hevery/dilenske-jeřaby/dilensky-jeřab-gwk-1000-1>.
- [20] ČSN EN 1494+A1 (270810): Mobilní a přemístitelné zvedáky a související zdvihačí zařízení. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2010.
- [21] Profil dutý svařovaný černý s obdélníkovým průřezem, EN 10219// rozměr 120x60x5. Feron.cz. [online]. [cit. 2020-05-29]. Dostupné z: https://online.ferona.cz/detail/31911/profil-duty-svarovany-cerny-s-obdelnikovym-prurezem-en-10219-rozmer-120x60x5?fbclid=IwAR3ellXZe2ufGdn0zeXeem0jWfH8JbE_lAI8dEKg4UU2-yyQZcHxy-Clcs8.
- [22] SHIGLEY, Joseph E., Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. Brno: VUTIU, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [23] Profil dutý svařovaný černý s obdélníkovým průřezem, EN 10219// rozměr 120x60x6. Feron.cz. [online]. [cit. 2020-05-29]. Dostupné z: <https://online.ferona.cz/detail/29258/profil-duty-svarovany-cerny-s-obdelnikovym-prurezem-en-10219-rozmer-120x60x6?fbclid=IwAR2qprQFtV7cY115cnjCQWqRzXD-YUO-66S8JyN-ovVbMXOsIXGPMuL8N8w>.
- [24] Profil dutý svařovaný černý s obdélníkovým průřezem, EN 10219// rozměr 140x80x5. Feron.cz. [online]. [cit. 2020-05-29]. Dostupné z: <https://online.ferona.cz/detail/25889/profil-duty-svarovany-cerny-s-obdelnikovym-prurezem-en-10219-rozmer-140x80x5>.

- [25] PLÁNIČKA, F., M. ZAJÍČEK a V. ADÁMEK. *Kombinované namáhání* [online]. [cit. 2020-05-29]. Dostupné z: <https://www.kme.zcu.cz/kmet/pp/kombinovane-namahani/kombinovane-namahani.pdf>.
- [26] Profil dutý svařovaný černý se čtvercovým průřezem, EN 10219// rozměr 80x4. Ferona.cz. [online]. [cit. 2020-05-29]. Dostupné z: https://online.ferona.cz/detail/23546/profil-duty-svarovany-cerny-se-ctvercovym-prurezem-en-10219-rozmer-80x4?fbclid=IwAR14nwZnvC89Yyqm-Kv3yp_sfLosf_iNNLUthtWZ6CRmRfpTKM9suQF_h9s.
- [27] LK-POTH 75R-FI. Blicke.cz. [online]. [cit. 2020-05-26]. Dostupné z: https://www.blickle.cz/v%C3%BDrobek/LK-POTH-75R-FI-754828?fbclid=IwAR2KvkdP1p5OQk_BOj2aFVmaHDG3HK3O1tYcJquA6YOiq6JuExjK0DSc-oI.
- [28] HB 85x80/20-80K. Blicke.cz. [online]. [cit. 2020-05-26]. Dostupné z: https://www.blickle.cz/v%C3%BDrobek/HB-85x80-20-80K-755693?fbclid=IwAR1fIIAu4KnmNTpvl4AI3klQoIrXTzss_7NTqSi-YWVPZH3oK4MfkX-rryI.
- [29] Hydraulický válec dvojčinný HM1.2 63/32/500 121A111. ELOtechnik.cz. [online]. [cit. 2020-05-26]. Dostupné z: https://www.elotechnik.cz/hydraulicky-valec-dvojcinny-hm1-2-63-32-500-121a111.html?fbclid=IwAR3LII_aUtQkgVVRGr_W2NwdGyTh5BnAI-5ThWreLsOZX-WZKRapT-uD0mw#zalozka-3.
- [30] Ruční hydraulická pumpa 700bar / KarryKrimp 1 82C-2HP. KOVAZ s.r.o. [online]. [cit. 2020-05-26]. Dostupné z: <https://www.kovaz.cz/rucni-hydraulicka-pumpa-700bar-karrykrimp-1-82c-2hp-17864/#gallery>.
- [31] ŠKOPÁN, Miroslav. *Hydraulické pohony strojů* [online]. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2004 [cit. 2020-05-29]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studis/student.phtml>
- [32] ELO – katalog hydraulických válců. ELOtechnik.cz. [online]. [cit. 2020-05-26]. Dostupné z: https://www.elotechnik.cz/hydraulicky-valec-dvojcinny-hm1-2-63-32-500-121a111.html?fbclid=IwAR3LII_aUtQkgVVRGr_W2NwdGyTh5BnAI-5ThWreLsOZX-WZKRapT-uD0mw#zalozka-3.
- [33] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 1. vyd. Úvaly: Albra, 2003. ISBN 8086490742.
- [34] VRBKA, Jan. *Pružnost a pevnost I: Učební text*. 1. Brno: Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně, 2011.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

D	[m]	Vnitřní průměr válce hydromotoru
D_1	[m]	Průměr oka hydromotoru
D_{MIN}	[m]	Minimální vnitřní průměr válce hydromotoru
D_V	[m]	Vnější průměr válce hydromotoru
F	[N]	Síla vyvolaná zavěšeným břemenem
F_B	[N]	Reakční síla ve vazbě B
F_{CX}, F_{CY}	[N]	Reakční síly ve vazbě C
F_D	[N]	Reakční síla ve vazbě D
F_{EX}, F_{EY}	[N]	Reakční síly ve vazbě E
F_F	[N]	Reakční síla ve vazbě F
F_G	[N]	Reakční síla ve vazbě G
F_H	[N]	Reakční síla ve vazbě H
F_{HM}	[N]	Síla vyvinutá hydromotorem
F_I	[N]	Reakční síla ve vazbě I
H	[m]	Tloušťka oka hydromotoru
k	[-]	Koeficient bezpečnosti
L	[m]	Vzdálenost mezi středy ok hydromotoru v zasunutém stavu
$L_1 \dots L_8$	[m]	Délky příslušných úseků konstrukce
M_E	[N.m]	Reakční moment ve vazbě E
M_F	[N.m]	Reakční moment ve vazbě F
M_{o1_max}	[N.m]	Maximální ohybový moment na výložníku
M_{o2_D}	[N.m]	Ohybový moment v místě připevnění hydromotoru ke sloupu
M_{o4_max}	[N.m]	Maximální ohybový moment na rameni podvozku
M_{oX3_max}	[N.m]	Maximální ohybový moment na příčnίκu vzhledem k ose x
M_{oY3_max}	[N.m]	Maximální ohybový moment na příčnίκu vzhledem k ose y
N_{1_max}	[N]	Maximální tahová síla na výložníku

N_{2_D}	[N]	Tahová síla v místě připevnění hydromotoru ke sloupu
Re	[MPa]	Mez kluzu ocelových profilů
$Re_{\check{C}EP}$	[MPa]	Mez kluzu čepu
S_1	[m ²]	Plocha průřezu výložníku
S_2	[m ²]	Plocha průřezu sloupu
S_{o_K}	[mm ²]	Střižná plocha osy přední pojezdové kladky
b_B	[m]	Délka stykové plochy ve vazbě B
b_C	[m]	Délka stykové plochy ve vazbě C
d	[m]	Průměr pístu hydromotoru
d_{o_K}	[mm]	Průměr osy přední pojezdové kladky
$d_{\check{C}EP_B}$	[m]	Průměr čepu ve vazbě B
$d_{\check{C}EP_C}$	[m]	Průměr čepu ve vazbě C
m	[kg]	Hmotnost břemena
m_{HM_max}	[kg]	Maximální nosnost hydromotoru
m_H	[kg]	Hmotnost připadající na zadní pojezdovou kladku
m_1	[kg]	Hmotnost připadající na přední pojezdovou kladku
m_{P1}	[kg/m]	Hmotnost profilu výložníku
m_{P2}	[kg/m]	Hmotnost profilu sloupu
m_{P3}	[kg/m]	Hmotnost profilu příčnicku
m_{P4}	[kg/m]	Hmotnost profilu ramene podvozku
$p_{\check{C}EP_B}$	[MPa]	Tlak na čep ve vazbě B
$p_{\check{C}EP_C}$	[MPa]	Tlak na čep ve vazbě C
$p_{\check{C}EP_DOV}$	[MPa]	Dovolený tlak pro kontrolu na otlačení čepů
p_{HM}	[MPa]	Maximální provozní tlak hydromotoru
p_{o_K}	[MPa]	Tlak mezi osou a stěnou plechu na podvozku
q_1	[N/m]	Liniové zatížení výložníku
t_{o_K}	[mm]	Tloušťka plechu na podvozku

w_1	[m ³]	Pružný modul průřezu pro výložník
w_2	[m ³]	Pružný modul průřezu pro sloup
w_4	[m ³]	Pružný modul průřezu ramene podvozku
w_{x3}	[m ³]	Pružný modul průřezu příčnicku vzhledem k ose x
w_{y3}	[m ³]	Pružný modul průřezu příčnicku vzhledem k ose y
β	[°]	Úhel mezi sloupem a hydromotorem v horizontální poloze
γ	[°]	Úhel mezi výložníkem a hydromotorem v horizontální poloze
σ_{N1_max}	[MPa]	Maximální tahové napětí na výložníku
σ_{N2_D}	[MPa]	Tahové napětí v místě připevnění hydromotoru ke sloupu
σ_{o1_max}	[MPa]	Maximální ohybové napětí na výložníku
σ_{o2_D}	[MPa]	Ohybové napětí v místě připevnění hydromotoru ke sloupu
σ_{o4_max}	[MPa]	Maximální ohybové napětí na rameni podvozku
σ_{oX3_max}	[MPa]	Maximální ohybové napětí na příčnicku vzhledem k ose x
τ_{o_K}	[MPa]	Smykové napětí v ose přední pojezdové kladky
τ_{S_B}	[MPa]	Smykové napětí ve vazbě B
τ_{S_C}	[MPa]	Smykové napětí ve vazbě C
τ_{S_DOV}	[MPa]	Mez kluzu ve smyku



SEZNAM PŘÍLOH

Výkresová dokumentace

Výkres sestavy	MANIPULÁTOR	BP_192319_00
Výkres sestavy	RÁM MANIPULÁTORU	BP_192319_01
Výkres svařence	RÁM MANIPULÁTORU	BP_192319_02